

## Beschreibung

### Strömungsmaschine und Rotor für eine Strömungsmaschine

5 Die Erfindung betrifft einen Rotor für eine Strömungs-  
maschine, mit einer zu seiner Drehachse koaxial angeordneten  
Hohlwelle, welche sich beidseitig stirnseitig an zwei axial  
gegenüberliegenden Abschnitten des Rotors abstützt, einen  
inneren zentralen Hohlraum umschließt und in Axialrichtung  
10 des Rotors aus mehreren aneinander liegenden Ringen gebildet  
ist, so dass die aneinander liegenden und an den Abschnitten  
anliegenden Ringe den Hohlraum nach außen begrenzen. Ferner  
betrifft die Erfindung eine Strömungsmaschine mit solch einem  
Rotor.

15

Gasturbinen und deren Arbeitsweisen sind allgemein bekannt.  
Hierzu zeigt die FIG 4 eine Gasturbine 1, welche, entlang  
eines um eine Drehachse 2 drehgelagerten Rotors 3 angeordnet  
einen Verdichter 5, eine Brennkammer 6 und eine Turbinenein-  
heit 11 aufweist. In dem Verdichter 5 sowie auch in der Tur-  
bineneinheit 11 sind Leitschaufeln 12, 35 am Gehäuse und  
Laufschaufeln 15, 37 am Rotor 3 jeweils unter Bildung von  
Schaufelkränzen 17, 19, 36, 38 befestigt. Ein Leitschaufel-  
kranz 19, 36 bildet mit dem Laufschaufelkranz 17, 38 eine  
25 Verdichterstufe 21 bzw. eine Turbinenstufe 34, wobei mehrere  
Stufen hintereinander geschaltet sind. Die Laufschaufeln 15  
eines Kranzes 17, 38 sind am Rotor 3 mittels einer ring-  
förmigen, zentral gelochten Scheibe 26, 39 befestigt. Durch  
die zentrale Öffnung erstreckt sich in Axialrichtung ein  
30 zentraler Zuganker 7, der die Turbinenscheiben 39 und  
Verdichterscheiben 26 miteinander verspannt. Ferner ist, zur  
Überbrückung der von der Brennkammer 6 hervorgerufenen  
Distanz, zwischen Verdichter 5 und Turbineneinheit 11  
zwischen der Verdichterscheibe 26 der letzten Verdichterstufe  
35 21 und der Turbinenscheibe 39 der ersten Turbinenstufe 34  
eine Hohlwelle 13 angeordnet.

Beim Betrieb der Gasturbine 1 saugt der Verdichter 5 Umgebungsluft an und verdichtet diese. Die verdichtete Luft wird mit einem Brennstoff vermischt und der Brennkammer 6 zugeführt, in der das Gemisch zu einem heißen Arbeitsmedium M

5 verbrannt wird. Letzteres strömt aus der Brennkammer 6 in die Turbineneinheit 11 und treibt mittels der Laufschaufeln 15 den Rotor 3 der Gasturbine 1 an, welcher den Verdichter 5 und eine Arbeitsmaschine, zum Beispiel einen Generator antreibt.

10 Das auf die Laufschaufeln der Turbineneinheit wirkende und von dem Arbeitsmedium erzeugte Drehmoment wird an den Generator als Nutzenergie und an den Verdichter als Antriebsenergie zum Verdichten der Umgebungsluft weitergegeben. Daher muss die Hohlwelle die für das

15 Verdichten der Umgebungsluft im Verdichter erforderliche Antriebsenergie von der Turbinenscheibe der ersten Turbinenstufe an die Verdichterscheibe der letzten Verdichterstufe übertragen.

20 Diese Anordnung innerhalb der Gasturbine bedingt, dass die Hohlwelle besonders hohen mechanischen Belastungen ausgesetzt ist. Diese Belastungen können zu Kriechverformungen und zu Defekten führen, was dann zu einer Reduzierung der Lebensdauer des Rotors führt.

25 Ferner liegt radial benachbart zur Hohlwelle die Brennkammer der Gasturbine, welche diesen axialen Bereich des Rotors beim Betrieb unzulässig erwärmen kann. Somit können auch thermische Belastungen auftreten, welche die Festigkeit wie

30 auch Steifigkeit der Hohlwelle schwächen können, so dass die auftretende mechanische Belastung eine vorzeitige Ermüdung des Materials der Hohlwelle hervorrufen kann.

Zudem ist aus der GB 836,920 ein Rotor für einen Verdichter

35 bekannt, der aus mehreren axial aneinander liegenden, verspannten Verdichterscheiben gebildet wird. Die

Verdichterscheiben weisen eine zentrale Öffnung auf, die eine Hohlwelle formen.

Ferner zeigt die GB 661,078 eine Hohlwelle für einen Gasturbinenrotor, der aus zwei aneinander liegenden

5 Rohrstücken radial innerhalb der Brennkammer gebildet ist.

Die Aufgabe der Erfindung ist es, einen Rotor für eine Strömungsmaschine anzugeben, der eine höhere Lebensdauer und eine geringere Anfälligkeit gegenüber mechanischen Defekten

10 aufweist. Ferner ist es Aufgabe der Erfindung, hierzu eine Strömungsmaschine anzugeben.

Die auf den Rotor gerichtete Aufgabe wird durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Weiterbildungen sind in

15 den Unteransprüchen angegeben.

Betreffend den Rotor sieht die Erfindung mit dem eingangs genannten Rotor vor, dass jeder Ring im Querschnitt I-förmig ausgebildet ist, wobei der Steg der I-Form in Radialrichtung 20 des Rotors verläuft.

Die Erfindung geht von der Überlegung aus, dass die sowohl mechanisch als auch thermisch hoch belastete Hohlwelle im Bereich der Brennkammer durch mehrere aneinander liegende und 25 in Axialrichtung vergleichsweise kurze Ringe ersetzt wird.

Durch diese grundlegende konstruktive Umgestaltung lassen sich die mechanischen Beanspruchungen erheblich reduzieren.

In dem Bereich der Ringe mit hohen Materialtemperaturen, die aufgrund der radial weiter außen angeordneten Brennkammer

30 entstehen, werden die Spannungen und die daraus möglicherweise resultierenden Kriechverformungen verringert. Dadurch wird die Lebensdauer jedes Ringes vergrößert.

Bisher wurde die Hohlwelle durch Übertragung der vom

35 Verdichter benötigten Energie über ihre axiale Länge besonders auf Torsion beansprucht. Mittels der Erfindung ist die axiale Länge eines Ringes gegenüber den bisherigen

Baulängen der Hohlwelle stark verkürzt, so dass jeder Ring wesentlich geringer auf Torsion beansprucht wird. Daher werden mit der Erfindung die mechanischen Belastungen weiter verringert.

5

Des Weiteren bewirken die Ringe mit ihren in Radialrichtung sich erstreckenden Stegen durch einen zwischengeschalteten weiteren Hohlraum eine bessere thermische Isolation des zentralen Hohlraums gegenüber einem radial weiter außen

10 liegenden Außenbereich, so dass kältere Luft im Hohlraum an den Oberflächen des Bauteils ansteht. Folglich werden die Bereiche mit besonders hohen mechanischen Belastungen beim Betrieb der Strömungsmaschine unterhalb einer für das Kriechen erforderlichen Übergangstemperatur

15 (Aktivierungsenergie) betrieben, so dass besonders an dieser Stelle Kriechverformungen vermieden werden können. Es wird also die thermische Belastung der Ringe weiter reduziert, welches eine höhere mechanische Belastung ermöglicht.

20 Zudem ermöglicht der I-förmige Querschnitt der Ringe eine besonders steife, leichte und mechanisch belastbare Ausgestaltung des Rings.

Darüber hinaus kann dem allgemeinen Bestreben zur Minderung

25 der Herstellungskosten Rechnung getragen werden, da aufgrund der geringeren Beanspruchung ein preiswerterer Werkstoff, beispielsweise 26NiCrMo26145mod für die Ringe eingesetzt werden kann, verglichen mit dem Werkstoff für eine einstückige Hohlwelle aus dem Stand der Technik.

30

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung weist der Rotor zumindest einen parallel zur Drehachse verlaufenden Zuganker auf. Die Abschnitte des Rotors werden jeweils durch eine Scheibe gebildet, wobei der zumindest eine Zuganker zum

35 Verspannen der Scheiben und der Ringe sich durch diese erstreckt. Dieser komponentenartige Aufbau des Rotors ermöglicht im unwahrscheinlichen Falle eines Defektes am Ring oder

an einer Scheibe das Ersetzen des betroffenen Bauteils.

In einer besonders vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung erstreckt der Zuganker sich zentral durch die Scheiben und 5 durch die Ringe. Somit kann der zu der Drehachse zentrisch angeordnete Zuganker die gestapelten Ringe und Scheiben des Verdichters und der Turbineneinheit verspannen und gleichzeitig zum axialen und radialen Lagern des Rotors verwendet werden.

10

Im Rahmen einer vorteilhaften Weiterbildung weist der Rotor mehrere zur Drehachse beabstandete Zuganker auf, die sich durch die Scheiben und die Ringe erstrecken. Die Anwendung der mehrstückig ausgebildeten Hohlwelle ist somit auch auf 15 Rotoren anwendbar, welche die Verspannung mit mehreren Zugankern vorsieht.

Gemäß einer besonders bevorzugten Weiterbildung weist jeder Ring und jeder Abschnitt formschlüssige Mittel zur Übertragung des Drehmoments des Rotors von einem der beiden Abschnitte zum gegenüberliegenden Abschnitt auf. Eine als Schlupf bekannte verlustbehaftete Relativbewegung in Umfangsrichtung zwischen den unmittelbar benachbarten Ringen bzw. zwischen einem Ring und einem Abschnitt kann somit wirksam 25 vermieden werden.

ZweckmäÙigerweise sind die Mittel zur Übertragung des Drehmoments an den Stirnseiten des Rings und an denen der Abschnitte als Stirnverzahnung nach Art einer Hirthverzahnung 30 ausgebildet. Diese formschlüssige Verzahnung ermöglicht einen schlupffreien Betrieb des Rotors. Insbesondere, wenn eine der beiden Abschnitte als eine Verdichterscheibe und die andere als Turbinenscheibe ausgebildet ist, wird die zum Verdichten der angesaugten Umgebungsluft am Verdichter erforderliche 35 Leistung verlustfrei von der Turbineneinheit zum Verdichter mittels der dazwischen angeordneten Ringe übertragen.

In einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung ist an jedem Ende des Stegs jeweils ein sich in Axialrichtung erstreckender Flansch angeordnet, so dass zwischen zwei benachbarten Ringen und zwischen deren radial inneren

5 Flanschen und deren radial äußeren Flanschen ein weiterer Hohlraum gebildet ist. Dies ermöglicht eine räumliche Trennung eines im Bereich der Brennkammer radial außen liegenden und vergleichsweise heißen Außenbereichs von einem von den Ringen eingeschlossenen zentralen Hohlraum. Der  
10 Wärmeeintrag aus dem Außenbereich in die Ringe, insbesondere in die radial inneren Flansche der Ringe, kann verringert werden, da der weitere Hohlraum den zentralen Hohlraum gegenüber dem Außenbereich isoliert, so dass kältere Luft im Hohlraum an den Oberflächen des Bauteils ansteht.

15

Unabhängig davon, ob der weitere Hohlraum als nicht durchströmter Isolierraum oder zur Führung eines weiteren Kühlfluids genutzt wird, können zumindest teilweise die weiteren Hohlräume über in den Stegen befindlichen Pasagen  
20 miteinander in Strömungsverbindung stehen. Entweder führt die Verbindungen zwischen zwei benachbarten weiteren Hohlräumen zu einer schnelleren und gleichmäßigeren Isolierwirkung, oder sie dienen als Verbindungskanäle für das Kühlmedium, wenn dieses in Form von Verdichterluft verdichterseitig in den  
25 weiteren Hohlraum zuführbar und turbinenseitig entnehmbar ist. Dabei kann im Verdichter die Verdichterluft sowohl durch im Rotor angeordnete Entnahmöffnungen erfolgen oder hinter dem Verdichter durch eine geeignete Vorrichtung.

30 Diese Ausgestaltungen führen jeweils zu einer Temperatursenkung des Ringmaterials, so dass schädliche Kriechverformungen vermieden werden.

35 Ferner ist der Hohlraum in Axialrichtung von einem Kühlmedium durchströmbar. Dabei weisen die Ringe und die Abschnitte zum Abdichten des Hohlraums labyrinthartige Dichtmittel auf. Da die Ringe gegeneinander und gegenüber den Abschnitten den

Hohlraum nach außen abdichten, kann die Kühlluft vom Verdichter durch den Hohlraum zur Turbineneinheit verlustfrei geleitet werden, ohne dass Leckagen auftreten. Die Dichtmittel können dabei an den Flanschen der Ringe 5 vorgesehen sein, an denen keine Mittel zur Übertragung des Drehmoments vorgesehen sind. Somit kann ein Flansch des Rings in seiner radialen Materialstärke vergleichsweise breit ausgelegt sein, der dann das Drehmoment überträgt, und der andere Flansch vergleichsweise schmal ausgelegt sein, der 10 dann lediglich zum Abdichten des Hohlraums nach außen hin und zur Bildung der weiteren Hohlraums dient.

Darüber hinaus kühlt die Kühlluft die Ringe, so dass sich die mittlere Bauteiltemperatur verringert.

15 Die Erfindung führt zur Lösung der auf eine eingangs genannte Strömungsmaschine gerichteten Aufgabe an, dass der Rotor nach einem der Ansprüche 1 bis 11 ausgebildet ist.

20 Besonders vorteilhaft ist die Weiterbildung, bei der die Strömungsmaschine als Gasturbine ausgebildet ist und bei der die Gasturbine entlang des Rotors aufeinander folgend einen Verdichter, zumindest eine Brennkammer und eine Turbineneinheit aufweist, wobei einer der beiden Abschnitte 25 durch eine im Verdichter angeordnete Verdichterscheibe und der andere Abschnitt durch eine in der Turbineneinheit angeordnete Turbinenscheibe gebildet ist.

Ferner gelten die für den Rotor beschriebenen Vorteile 30 sinngemäß auch für die Strömungsmaschine.

Die Erfindung wird anhand einer Zeichnung erläutert. Es zeigt:

35 FIG 1 einen Rotor einer Gasturbine mit einem zentralen Zuganker in einem Längsschnitt im Bereich zwischen

Verdichter und Turbineneinheit,

FIG 2 einen Rotor einer Gasturbine mit mehreren Zugankern  
in einem Längsschnitt im Bereich zwischen  
5 Verdichter und Turbineneinheit,

FIG 3 einen alternativ ausgestalteten Rotor einer  
Gasturbine mit einem zentralen Zuganker in einem  
Längsschnitt im Bereich zwischen Verdichter und  
10 Turbineneinheit und

FIG 4 eine Gasturbine nach dem Stand der Technik in einem  
Längsteilschnitt.

15 Eine gemäß dem vorab beschriebenen Stand der Technik  
ausgebildete Gasturbine 1 zeigt FIG 4.

FIG 1 zeigt einen Rotor 3 einer Gasturbine 1 mit einem  
zentralen Zuganker 7 in einem Längsschnitt im Bereich  
20 zwischen Verdichter 5 und Turbineneinheit 11. Von dem  
Verdichter 5 ist ein Strömungskanal 23 mit lediglich der  
letzten Verdichterstufe 21 dargestellt. Entlang des um die  
Drehachse 2 drehbaren Rotors 3 folgt einem Verdichterausgang  
25 ein Diffusor 27 und eine Brennkammer 29. Letztere weist  
25 einen Verbrennungsraum 31 auf, der in einen Heißgaskanal 33  
einer Turbineneinheit 11 mündet.

30 Im Strömungskanal 23 des Verdichters 5 sind in Kränzen 19  
drehfeste Leitschaufeln 12 befestigt. Diesen sind  
Laufschaufeln 15 vorgeschaltet, welche am Rotor 3 mittels  
einer Verdichterscheibe 26 montiert sind.

35 Der Heißgaskanal 33 weist Leitschaufeln 35 und weiter  
stromabwärts Laufschaufeln 37 auf. Die feststehenden  
Leitschaufeln 35 sind mit dem Gehäuse der Gasturbine 1  
verbunden, wohingegen die Laufschaufeln 37 an einer  
Turbinenscheibe 39 befestigt sind.

Der Rotor 3 weist zwischen der Verdichterscheibe 26 und der Turbinenscheibe 39 anstelle der aus dem Stand der Technik bekannten einstückigen Hohlwelle drei axial aufeinander

5 folgende Ringe 43 auf. Dabei ist jeder Ring 43 im Querschnitt I-förmig, so dass zwei in Axialrichtung des Zugankers 7 erstreckende Flansche 45, 46 über einen in Radialrichtung verlaufenden Steg 47 miteinander verbunden sind.

10 Zwischen dem Außenumfang des zentralen Zugankers 7 und einer von den radial inneren Flanschen 46 gebildeten, inneren Oberfläche 49 ist ein sich in Axialrichtung erstreckender zentraler Hohlraum 51 geformt, welcher zur Führung eines Kühlfluids, beispielsweise Verdichterluft, geeignet ist. Bei 15 der in FIG 1 gezeigten Ausgestaltung des Rotors 3 mit einem zentralen Zuganker 7 ist der Hohlraum 51 in Querschnitt ringförmig.

An den Stirnseiten 55 der radial außenliegenden Flansche 45 20 ist die Hirthverzahnung angeordnet, mit welcher das Drehmoment des Rotors 3 von der Turbinenscheibe 39 über die Ringe 43 an die Verdichterscheibe 26 weitergegeben wird. Dazu weisen die Stirnseiten 57 der Turbinenscheibe 39 und der Verdichterscheibe 26 ebenfalls die Hirthverzahnung auf.

25 Die radial innenliegenden Flansche 46 der Ringe 43 weisen an ihren Stirnseiten 59 labyrinthartige Dichtungen 62 auf, welche den Hohlraum 51 gegen den außenliegenden Bereich 61 abdichten.

30 Da die außen liegenden Flansche 45 das Drehmoment von einer Stirnseite 55 zur ihrer gegenüberliegenden Stirnseite 55 durchreichen, weisen die äußeren Flansche 45 in Radialrichtung eine größere Breite auf als die inneren 35 Flansche 46, welche lediglich die Dichtungen 62 tragen.

Beim Betrieb der Gasturbine 1 wird Luft vom Verdichter 5 im Strömungskanal 23 des Verdichters 5 verdichtet, wobei ein Anteil der verdichteten Luft als Kühlluft durch Scheibenbohrungen 24 entnommen und gemäß den Pfeilen 63 entlang des 5 Zugankers 7 vom verdichterseitigen Ende des Hohlraums 51 zum turbinenseitigen Ende geführt wird. In der Turbinenscheibe 39 vom inneren Durchmesser bis zum äußeren Durchmesser befindliche Scheibenbohrungen 24 führen die Kühlluft zu den Laufschaufeln 37 der ersten Turbinenstufe 34. Die Kühlluft 10 kühlt die Laufschaufeln 37 und entweicht anschließend in den Heißgaskanal 33.

Die zwischen Zuganker 7 und Scheiben 26, 39 vorgesehenen Labyrinthdichtungen 65 und die Dichtungen 62 verhindern ein 15 Entweichen der Kühlluft aus dem Hohlraum 51.

FIG 2 zeigt einen Rotor 3 einer Gasturbine 1 mit mehreren Zugankern 8 in einem Längsschnitt im Bereich zwischen Verdichter 5 und Turbineneinheit 11.

20 Wie FIG 1 zeigt FIG 2 den Verdichter 5, die Brennkammer 6, die Turbineneinheit 11 und den aus Verdichterscheiben 26, Turbinenscheiben 39 und Ringen 43 zusammengebauten Rotor 3. Anstelle des in FIG 1 gezeigten zentralen Zugankers 7 ist in 25 FIG 2 einer von mehreren zur Drehachse 2 beabstandeten dezentralen Zugankern 8 gezeigt. Der dezentrale Zuganker 8 ist dabei derart zur Drehachse 2 beabstandet, dass die Stege 47 der Ringe 43 von ihm durchdrungen werden. Alternativ dazu könnte auch der Abstand so gewählt werden, dass der Zuganker 30 8 die Flansche 45 der Ringe durchbohrt.

35 Im Abweichung zur FIG 1 zeigt FIG 3 einen mit einem zentralen Zuganker verspannten Rotor, in dem beispielsweise in einem radial äußeren Flansch 45 des verdichterseitig angeordneten Rings 43 Bohrungen 71 vorgesehen sein können, durch welche noch vergleichsweise kühle Verdichterendluft in einen zwischen den radial inneren und radial äußeren Flanschen 45,

46 geformten Hohlraum 66'' einleitbar ist. Dies führt zu einer gleichmäßigeren und schnelleren Temperierung des Rotors 3, was zur positiven Beeinflussung des von Laufschaufeln und Führungsringen gebildeten Radialspalts genutzt werden kann.

5 Die in die den weiteren Hohlraum 66'' einströmende Kühlluft wird durch in den Stegen 47 befindlichen Passagen 72 in Richtung der Turbineneinheit und weiter über Scheibenbohrungen 24 zu den Turbinenschaufeln 27 der ersten Turbinenstufe geführt, wo sie als Kühlluft eingesetzt werden

10 kann.

Der zentrale Hohlraum 51 dient für diesen Fall als Versorgungskanal für Kühlluft für die Turbinenschaufeln 37 der zweiten Turbinenstufe 34.

15 Es kann optional ein Spalt 69 zwischen der Verdichterscheibe 26 und dem radial inneren Flansch 46 des an ihr anliegenden Rings 43 ermöglicht sein, um eine gezielte Zuführung von Kühlluft in einen von den Flanschen 45, 46 radial begrenzten

20 weiteren Hohlraums 66' herbeizuführen.

**Patentansprüche**

1. Rotor (3) für eine Strömungsmaschine,  
mit einer zu seiner Drehachse koaxial angeordneten  
5 Hohlwelle (13), welche sich beidseitig stirnseitig an  
zwei axial gegenüberliegenden Abschnitten des Rotors (3)  
abstützt und einen inneren Hohlraum (51) umschließt und  
in Axialrichtung des Rotors (3) aus mehreren aneinander  
liegenden Ringen (43) gebildet ist, so dass die  
10 aneinander liegenden und an den Abschnitten anliegenden  
Ringe (43) den Hohlraum (51) nach außen begrenzen.  
dadurch gekennzeichnet,  
dass jeder Ring (43) im Querschnitt I-förmig ausgebildet  
ist, wobei der Steg (47) der I-Form in Radialrichtung des  
15 Rotors (3) verläuft.
2. Rotor (3) nach Anspruch 1,  
dadurch gekennzeichnet,  
dass der Rotor (3) zumindest einen parallel zur Drehachse  
20 verlaufenden Zuganker (7, 8) aufweist und  
dass die Abschnitte des Rotors (3) jeweils durch eine  
Scheibe (26, 39), insbesondere durch eine  
Verdichterscheibe (26) und einer Turbinenscheibe (39)  
gebildet ist,  
25 wobei der zumindest eine Zuganker (7, 8) zum Verspannen  
der Scheiben (26, 39) und der Ringe (43) sich durch diese  
erstreckt.
3. Rotor (3) nach Anspruch 2,  
30 dadurch gekennzeichnet,  
dass der Zuganker (7) sich zentral durch die Scheiben  
(26, 39) und die Ringe (43) erstreckt.
4. Rotor (3) nach Anspruch 2,  
35 dadurch gekennzeichnet,  
dass der Rotor (3) mehrere zur Drehachse beabstandete  
Zuganker (8) aufweist, die sich durch die Scheiben (26,

39) und die Ringe (43) erstrecken.

5. Rotor (3) nach Anspruch 1, 2, 3 oder 4,  
dadurch gekennzeichnet,

5 dass jeder Ring (43) und jeder Abschnitt formschlüssige  
Mittel zur Übertragung des Drehmoments des Rotors (3) von  
einem der beiden Abschnitte zum gegenüberliegenden  
Abschnitt aufweist.

10 6. Rotor (3) nach Anspruch 5,  
dadurch gekennzeichnet,  
dass die Mittel zur Übertragung des Drehmoments an den  
Stirnseiten (55) des Rings (43) und den der Abschnitte  
nach Art einer Hirthverzahnung ausgebildet sind.

15 7. Rotor (3) nach einem der Ansprüche 1 bis 6,  
dadurch gekennzeichnet,  
dass an jedem Ende des Stegs (47) jeweils ein sich in  
Axialrichtung erstreckender Flansch (45, 46) angeordnet,  
20 so dass zwischen zwei benachbarten Ringen (43) und  
zwischen deren radial inneren Flanschen (46) und deren  
radial äußeren Flanschen (45) ein weiterer Hohlraum (66)  
zur Führung eines Kühlfluids gebildet ist.

25 8. Rotor nach Anspruch 7,  
dadurch gekennzeichnet,  
dass zumindest teilweise die Hohlräume (66) über in den  
Stegen (47) befindlichen Passagen (72) miteinander in  
Strömungsverbindung stehen.

30 9. Rotor nach Anspruch 7 oder 8,  
dadurch gekennzeichnet,  
dass als Kühlfluid Verdichterluft in den weiteren  
Hohlraum (66) zuführbar ist und im Bereich der  
35 Turbinenstufe entnehmbar ist.

10. Rotor (3) nach einem der Ansprüche 1 bis 9,  
dadurch gekennzeichnet,  
dass die Ringe (43) an ihren gegenüberliegenden Flanschen  
(45) Bereiche aufweisen, an denen die Hirthverzahnung  
5 vorgesehen ist.

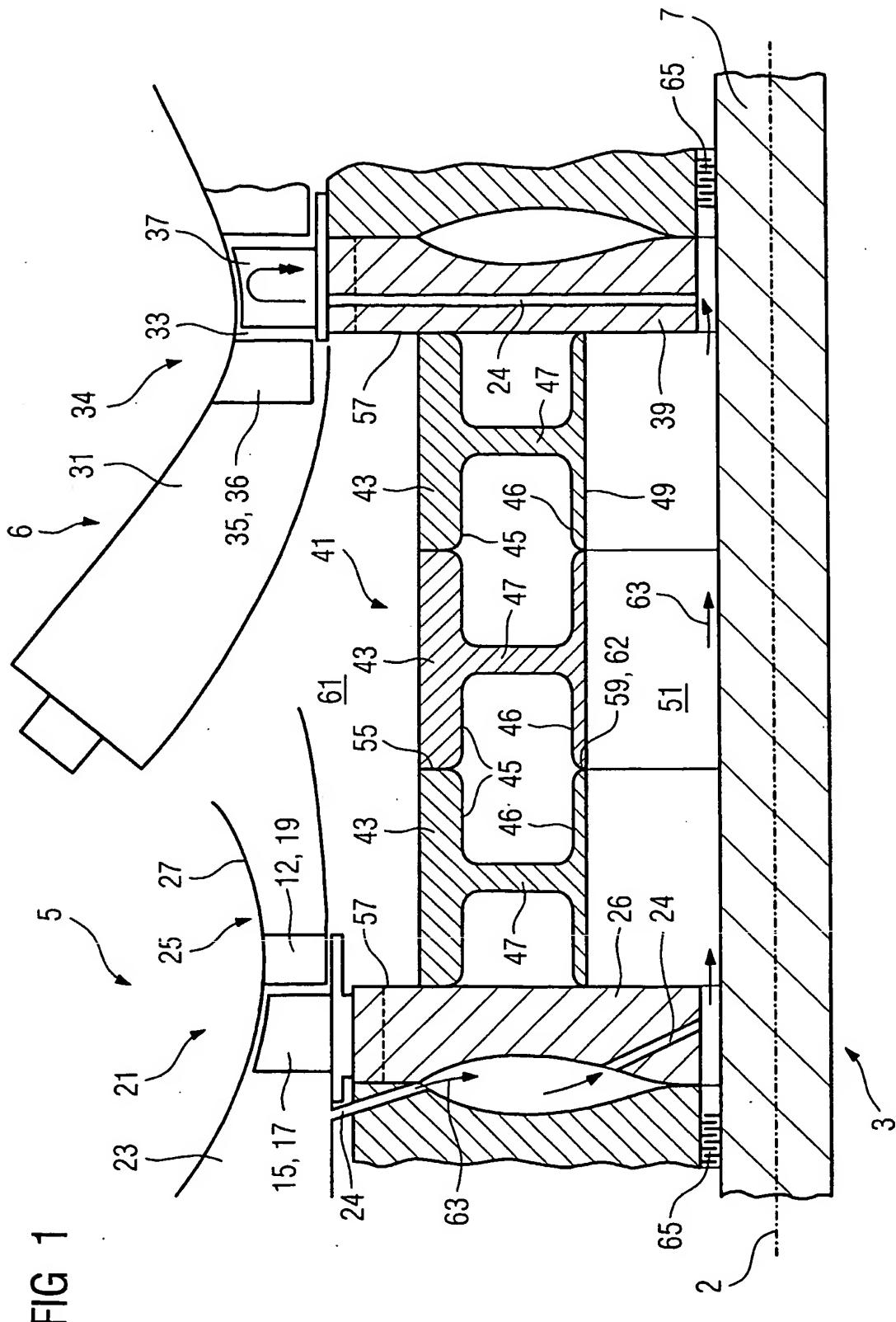
11. Rotor (3) nach einem der Ansprüche 1 bis 10,  
dadurch gekennzeichnet,  
dass der Hohlraum (51) in Axialrichtung von einem  
10 Kühlfluid durchströmbar ist und  
dass die Ringe (43) und die Abschnitte zum Abdichten des  
Hohlraums (51) labyrinthartige Dichtmittel aufweisen.

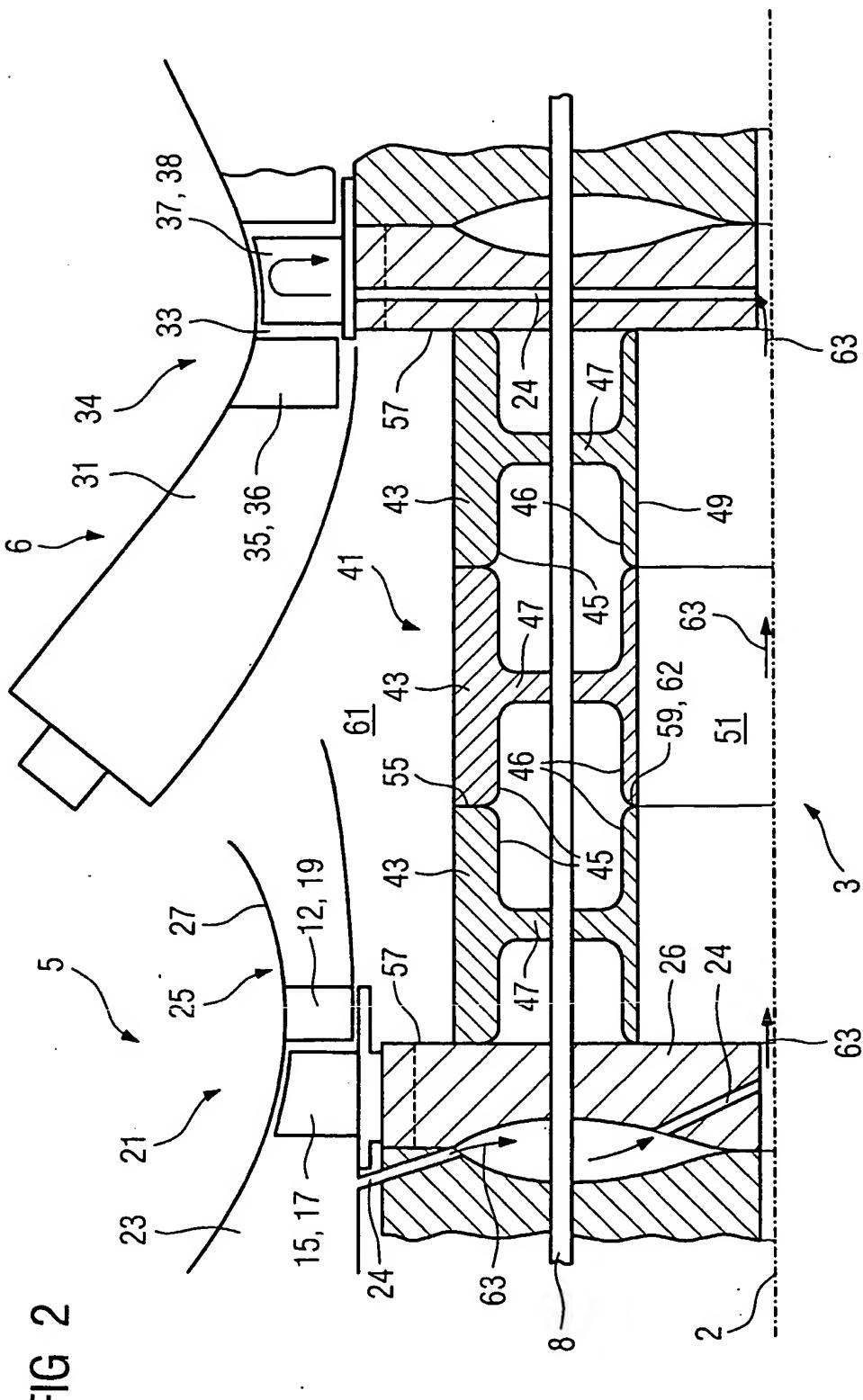
12. Strömungsmaschine mit einem Rotor (3),  
15 dadurch gekennzeichnet,  
dass der Rotor (3) nach einem der Ansprüche 1 bis 11  
ausgebildet ist.

13. Strömungsmaschine nach Anspruch 10,  
20 dadurch gekennzeichnet,  
dass die Strömungsmaschine als Gasturbine (1) ausgebildet  
ist.

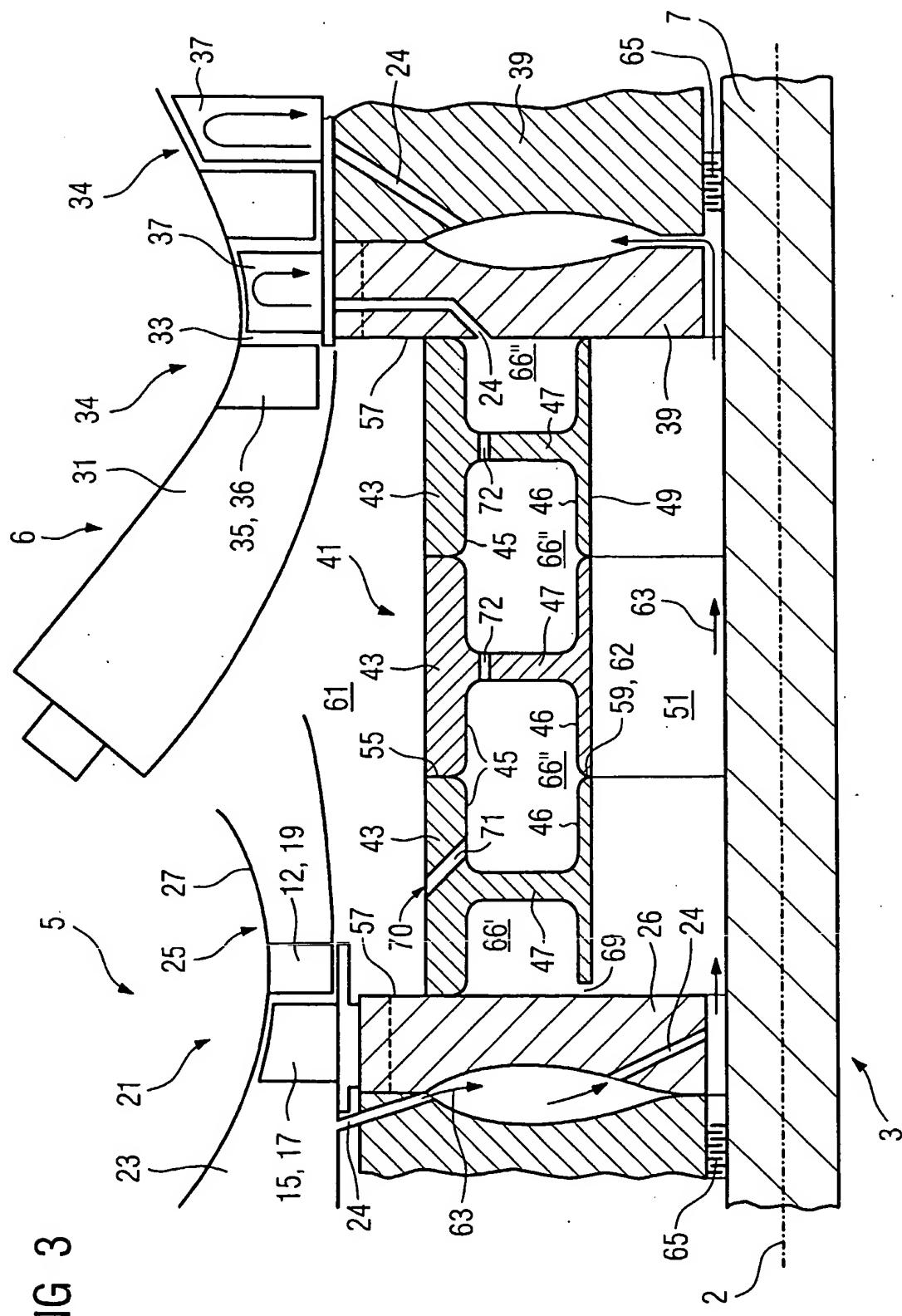
14. Strömungsmaschine nach Anspruch 11,  
25 dadurch gekennzeichnet,  
dass die Gasturbine (1) entlang des Rotors (3)  
aufeinander folgend einen Verdichter (5), zumindest eine  
Brennkammer (6) und eine Turbineneinheit (11) aufweist,  
wobei der eine der beiden Abschnitte durch eine im  
30 Verdichter (5) angeordnete Verdichterscheibe (26) und der  
andere Abschnitt durch eine in der Turbineneinheit (11)  
angeordnete Turbinenscheibe (39) gebildet ist.

1/4





3/4



3  
FIG

FIG 4  
Stand der Technik

